

⑬ BUNDESREPUBLIK
DEUTSCHLAND



DEUTSCHES
PATENTAMT

⑫ Offenlegungsschrift
⑩ DE 195 08 613 A 1

⑤ Int. Cl. 6:
F 16 H 61/62
F 16 H 45/02

⑲ Aktenzeichen: 195 08 613.9
⑳ Anmeldetag: 10. 3. 95
㉑ Offenlegungstag: 12. 9. 96

22141 U.S. PTO
10/773656



020604

DE 195 08 613 A 1

⑦ Anmelder:
Fichtel & Sachs AG, 97424 Schweinfurt, DE

⑦ Erfinder:
Kundermann, Wolfgang, Dipl.-Ing., 97422
Schweinfurt, DE

⑥ Entgegenhaltungen:
JP 2-203078 A - In: Patent Abstracts of Japan,
Sect. M, Vol. 14 (1990), Nr. 495 (M-1041);

Prüfungsantrag gem. § 44 PatG ist gestellt

⑤ Hydrodynamischer Drehmomentwandler mit einer Pumpen- und einer Überbrückungskupplung

⑦ Ein hydrodynamischer Drehmomentwandler ist mit einem von einer Brennkraftmaschine angetriebenen ersten Pumpenrad, einem mit demselben über eine Pumpenkupplung in Antriebsverbindung bringbaren zweiten Pumpenrad, einem mit einer Abtriebswelle gekoppelten Turbinenrad und einem Leiträd versehen, die zusammen einen mit Hydraulikflüssigkeit gefüllten Wandlerkreislauf bilden. Die Pumpenkupplung weist ein mit dem zweiten Pumpenrad drehfest in Eingriff bringbares Kupplungselement auf, das mit zwei einander entgegengesetzten Seiten an jeweils eine Kammer angrenzt, von denen jede über zumindest eine Verbindung an eine zugeordnete Hydraulikleitung angeschlossen ist, die zu einem Versorgungssystem führt und, entsprechend ihrem jeweiligen Betriebszustand als auf ein Druckgefälle zwischen den Kammern Einfluß nehmende Zu- oder Abflußleitung wirksam ist, wobei das Kupplungselement unter der Wirkung des Druckgefälles entweder in einer ersten Position, in welcher es mit dem Wandlergehäuse in Drehverbindung steht, oder in einer zweiten Position, in welcher diese Drehverbindung gelöst ist, einstellbar ist.

DE 195 08 613 A 1

Beschreibung

Die Erfindung betrifft einen hydrodynamischen Drehmomentwandler gemäß dem Oberbegriff des Anspruchs 1.

Aus der DE 29 43 462 C2 ist ein hydrodynamischer Drehmomentwandler mit einem von einer Brennkraftmaschine angetriebenen ersten Pumpenrad, einem mit demselben über ein Kupplungselement einer Pumpenkupplung in drehfester Antriebsverbindung bringbaren zweiten Pumpenrad, einem mit einer Abtriebswelle gekoppelten Turbinenrad und einem Leitrad, die zusammen einen mit Hydraulikflüssigkeit gefüllten Wandlerkreislauf bilden, bekannt. Die bereits erwähnte Pumpenkupplung ist fliehkraftabhängig wirksam.

Durch Ausbildung eines hydrodynamischen Drehmomentwandlers mit zwei Pumpenrädern, von denen eines gegenüber dem anderen schaltbar ist, besteht die Möglichkeit, die Wandlerkennung zu verändern. So wird beispielsweise bei geöffneter Pumpenkupplung und damit unwirksamen zweiten Pumpenrad aufgrund weicherer Wandlerkennung ein besseres Hochdrehen eines kalten Motors sowie eine Reduzierung der Schleppleistung bei Fahrzeugstillstand mit laufendem Motor und eingelegtem Gang ermöglicht, während bei geschlossener Pumpenkupplung und wirksamen zweiten Pumpenrad eine steifere Wandlerkennung realisiert ist, wodurch die Schlupfverluste beim Fahren und damit der Kraftstoffverbrauch reduzierbar sind. Nachteilig hierbei ist allerdings, daß das Umschalten der Pumpenkupplung von einem Zustand in den jeweils anderen und damit die Veränderung der Wandlerkennung fliehkraftabhängig, also starr an eine bestimmte Drehzahl gebunden erfolgt. Außerdem sind fliehkraftabhängig arbeitende Kupplungen, wie dies auch beim Gegenstand gemäß der vorliegenden PS der Fall ist, konstruktiv aufwendig ausgeführt, was Herstelleraufwand und Kosten des hydrodynamischen Drehmomentwandlers deutlich erhöht.

Der Erfindung liegt die Aufgabe zugrunde, einen hydrodynamischen Drehmomentwandler so weiterzubilden, daß die Wandlerkennung bei frei vorbestimmbarer Betriebsphase veränderbar ist.

Diese Aufgabe wird erfindungsgemäß durch die im Kennzeichen des Anspruchs 1 angegebenen Merkmale gelöst. Möglich wird dies durch die Anordnung des Kupplungselementes der Pumpenkupplung zwischen zwei Kammern, von denen jede über zumindest eine Verbindung an eine zugeordnete Hydraulikleitung angeschlossen ist. Über diese Hydraulikleitung, die ihrerseits mit einem Versorgungssystem verbunden sind, kann in zumindest einer dieser Kammern ein höherer Druck als in der jeweils anderen Kammer aufgebaut werden, so daß das Kupplungselement unter der Wirkung dieses Druckgefälles eine Ausweichbewegung durchführt. Sobald das Kupplungselement hierbei kraftschlüssig mit dem Wandlergehäuse in Anlage gebracht wird, nimmt es an dessen Bewegung teil und kann aufgrund seiner in der Funktion als Pumpenkupplung liegenden Verbindung mit dem zweiten Pumpenrad dasselbe antreiben, indem es die Bewegung des Wandlergehäuses und damit des ersten Pumpenrades auf das zweite Pumpenrad überträgt. Hierdurch wird, wie bereits eingangs erläutert, eine steifere Wandlerkennung realisiert. Zum Umschalten auf die weichere Wandlerkennung durch Aufhebung der Wirkung der Pumpenkupplung wird über das Versorgungssystem eine andere Hydraulikleitung und damit die Kammer an der Gegenseite des Kupplungselementes mit Hydraulikflüssigkeit be-

aufschlägt, was ein Lösen des Kupplungselementes vom Wandlergehäuse und damit einen Verlust des Drehantriebs am Kupplungselement zur Folge hat.

Wie eingangs bereits erwähnt, läßt sich mit der durch Zuschaltung des zweiten Pumpenrades erzielbaren steiferen Wandlerkennung der Verbrauch beim Fahren reduzieren, und zwar stets dann, wenn zwischen der Antriebs- und der Abtriebsseite des Drehmomentwandlers Schlupf vorliegt. Eine nochmalige Verbrauchsreduzierung ist erzielbar, wenn diese Schlupfphase so kurz als möglich gehalten und anschließend durch Zuschaltung des Kolbens einer Überbrückungskupplung der Antrieb des Turbinenrades schlupffrei durch das Wandlergehäuse erfolgt. Die erfindungsgemäße Lösung des Anspruchs 2 liegt hierbei nicht im bloßen Vorhandensein einer Überbrückungskupplung in einem Drehmomentwandler, sondern in der Kombination einer Überbrückungskupplung mit der erfindungsgemäßen Pumpenkupplung, wobei ein hierzu vorteilhafter Wandleraufbau dargestellt ist, um die Pumpenkupplung mit der Überbrückungskupplung wirkungsmäßig zu verknüpfen. Dies geschieht im vorliegenden Fall dadurch, daß eine der mit dem Kupplungselement zusammenwirkenden Kammern, nämlich die dem Wandlerkreislauf zugeordnete, an ihrer dem letztgenannten zugekehrten Seite den Kolben der Überbrückungskupplung als Begrenzung aufweist. Dadurch ergibt sich folgende Schaltkombination:

Durch Beaufschlagung beider Kammern mit Hydraulikflüssigkeit wird der Kolben der Überbrückungskupplung in Richtung zum Wandlerkreislauf verschoben, und zwar vorzugsweise bis zum Erreichen eines Axialanschlags. Der in der dem Wandlerkreislauf näheren Kammer aufgebaute Druck ist hierbei geringer als derjenige in der auf der Gegenseite des Kupplungselementes vorgesehenen Kammer, wodurch sich ein Druckgefälle ergibt, das eine Verschiebung des Kupplungselementes der Pumpenkupplung in Richtung zum Wandlerkreislauf bis zur Anlage an ebenfalls einem eigenen Axialanschlag und damit eine Trennung dieses Kupplungselementes vom Wandlergehäuse bewirkt. Die Folge hiervon ist ein Betrieb des Drehmomentwandlers mit weicher Wandlerkennung und ohne Überbrückungskupplung, mithin also geeignet für Stillstandsphasen des Fahrzeugs und einen Anfahrvorgang.

Beim Fahren wird in einem nächsten Schritt die zwischen dem Wandlergehäuse und dem Kupplungselement der Pumpenkupplung befindliche Kammer nicht mehr mit Hydraulikflüssigkeit beaufschlagt, wodurch sich ein Druckgefälle zur Kammer auf der anderen Seite des Kupplungselementes ausbildet und einerseits der Kolben der Überbrückungskupplung in Anlage an seinem Axialanschlag verbleibt, während das Kupplungselement der Pumpenkupplung von seinem Axialanschlag weggeschoben wird, bis es kraftschlüssig am Wandlergehäuse in Anlage kommt. Der Drehmomentwandler ist dann auf die steifere Wandlerkennung umgestellt, läuft allerdings immer noch ohne Überbrückungskupplung.

Bei schnellerer Fahrt ist die letztgenannte zuzuschalten, und zwar durch Aussetzung der Beaufschlagung beider Kammern mit Hydraulikflüssigkeit, so daß allein die sich im Wandlerkreislauf befindende Hydraulikflüssigkeit als Druckmittel bemerkbar macht und auch eine Auslenkung des Kolbens der Überbrückungskupplung in Richtung zum Kupplungselement der Pumpenkupplung und damit in Richtung zum Wandlergehäuse verursacht, und zwar, bis der Kolben der Überbrückungs-

kupplung kraftschlüssig auf das Kupplungselement der Pumpenkupplung einwirkt. Um unnötigen Reibschlupf zwischen dem Kolben der Überbrückungskupplung und dem Kupplungselement der Pumpenkupplung bei einer axialen Relativbewegung zu vermeiden, besteht zwischen den beiden Bauteilen nach Anspruch 3 eine drehfeste Verbindung.

Dem Anspruch 4 zufolge sind eine Mehrzahl Hydraulikleitungen vorgesehen, so daß jede der Kammern einzeln mit Hydraulikflüssigkeit beaufschlagbar und sowohl Hydraulikleitungen für den Zulauf als auch für den Rücklauf vorhanden sind. Die einzelnen Hydraulikleitungen sind vorzugsweise koaxial zueinander angeordnet, so daß diese vorzugsweise um die Wandlerdrehachse platzsparend ausgebildet sein können. Zumindest eine dieser Hydraulikleitungen ist entsprechend Anspruch 5 in der Abtriebswelle des Drehmomentwandlers ausgebildet, so daß vorzugsweise im Bereich der Wandlerdrehachse Hydraulikflüssigkeit zugeführt werden kann, die anschließend über die in Anspruch 1 angeführten Verbindungen in die jeweilige Kammer geleitet werden kann. Vorzugsweise mündet jede der Hydraulikleitungen in einen Raum, in welchem sich Hydraulikflüssigkeit ansammeln kann, bevor sie in eine diesem Raum gemäß Anspruch 6 zugeordnete Verbindung einströmt. Vorteilhafterweise ist ein derartiger Raum, in dem sich bei Zufuhr von Hydraulikflüssigkeit ein Überdruck ausbilden kann, nach Anspruch 7 an einer Seite eines Stellkolbens vorgesehen, der unter der Wirkung eines Druckgefälles auslenkbar und damit über dessen Leitkanal zumindest eine der Verbindungen an den mit Hydraulikflüssigkeit beaufschlagten Raum anschließen oder von dem Raum abtrennen kann. Die Auslenkung des Stellkolbens aus seiner Ruhestellung erfolgt entsprechend Anspruch 8 gegen die Wirkung eines Kraftspeichers, vorzugsweise in Form einer Feder, die in einem an der anderen Seite des Stellkolbens vorgesehenen zweiten Raum, der über eine andere Hydraulikleitung mit Hydraulikflüssigkeit versorgbar ist, angeordnet sein kann. Für eine Rückbewegung des Stellkolbens in seine Ruhestellung, an welcher er nach Anspruch 9 an einem Anschlag in Anlage kommt, wird der letztgenannte Raum durch Zufuhr von Hydraulikflüssigkeit mit Druck beaufschlagt, während der erstgenannte Raum durch Umschalten der ihm zugeordneten Hydraulikleitung auf Rücklauf druckentlastet wird. Die Rückbewegung des Stellkolbens in seine Ruhestellung wird unterstützt durch den Kraftspeicher.

Bei dem mit dem Wandlergehäuse drehfesten Bauteil kann es sich beispielsweise um die Gehäusenabe des Drehmomentwandlers handeln, in welcher vorzugsweise die Verbindungen zwischen einzelnen Hydraulikleitungen und den zugeordneten Kammern zur Beaufschlagung des Kupplungselementes der Pumpenkupplung oder des Kolbens der Überbrückungskupplung vorgesehen sind. In Anspruch 10 ist eine konkrete Ausführungsform des Kupplungselementes der Pumpenkupplung in Form eines Kolbens angegeben. Das Kupplungselement weist nach Anspruch 11 zur Verbindung mit dem Wandlergehäuse wenigstens einen demselben zugewandten Reibbelag auf, der entsprechend Anspruch 12 direkt am Wandlergehäuse angreifen kann. In diesem Fall ist es sinnvoll, das Kupplungselement entsprechend Anspruch 13 drehbar am Wandlergehäuse zu lagern, was gemäß Anspruch 14 vorzugsweise über eine Lagerbuchse geschieht, die den bereits genannten Axialanschlag für das Kupplungselement aufweisen kann. Ebenso ist allerdings denkbar, daß der am Kupplungs-

element an dessen dem Wandlergehäuse zugewandten Seite vorgesehene Reibbelag über eine Lamelle am Wandlergehäuse angreift, die drehfest mit dem Ansatz am zweiten Pumpenrad verbunden ist und an ihrer Gegenseite einen zweiten Reibbelag aufweist, über den sie am Wandlergehäuse in Anlage bringbar ist. Ein derartiges Kupplungselement ist nach Anspruch 15 drehfest am Wandlergehäuse anzuordnen, so daß auf die Lagerbuchse des Anspruchs 13 verzichtet werden kann.

Das Kupplungselement kann an seiner dem Wandlerkreislauf zugewandten Seite gemäß Anspruch 16 mit einem Reibbelag in Eingriff setzbar sein, der mit dem Kolben der Überbrückungskupplung in Wirkverbindung bringbar ist. In bei Überbrückungskupplungen bekannter Weise kann dies dadurch geschehen, daß der Kolben der Überbrückungskupplung über den Reibbelag direkt am Kupplungselement oder, nach Zwischenschaltung einer mit dem Turbinenrad verbundenen Lamelle und eines weiteren an derselben aufgenommenen Reibbelags, an demselben angreift.

Durch die Maßnahme nach Anspruch 17 wird dafür gesorgt, daß eine drehfeste Koppelung zwischen dem Kupplungselement der Pumpenkupplung und dem zweiten Pumpenrad herstellbar ist, so daß das letztgenannte einer Drehung des Kupplungselementes bei kraftschlüssiger Mitnahme durch das Wandlergehäuse synchron nachführbar ist. Dieser Vorsprung ist gemäß Anspruch 18 ringförmig um die Überbrückungskupplung ausgebildet.

Anspruch 19 zeigt eine Möglichkeit auf, wie die einzelnen Hydraulikleitungen gegen einen Übertritt von darin befindlicher Hydraulikflüssigkeit in die jeweils andere Hydraulikleitung sicherbar sind, und zwar zwischen dem vorzugsweise durch die Gehäusenabe des Wandlergehäuses gebildeten drehfesten Bauteil und der Turbinennabe. Dieses drehfeste Bauteil ist seinerseits dafür vorgesehen, die Abtriebswelle des Drehmomentwandlers gemäß Anspruch 20 über eine Lagerung zu zentrieren und abzudichten.

Durch die Maßnahme nach Anspruch 21 wird dafür gesorgt, daß das zweite Pumpenrad reibungsarm auf dem ersten Pumpenrad anordenbar ist.

Anspruch 22 zeigt eine Maßnahme, durch welche ein Betrieb der Hydraulikleitungen, die zur Schaltung sowohl des Kupplungselementes der Pumpenkupplung als auch des Kolbens der Überbrückungskupplung vorgesehen sind, nahezu ohne technischen Zusatzaufwand ermöglicht wird. Es sind nämlich im wesentlichen bereits vorhandene Hydraulikleitungen eines Drehmomentwandlers zur Beaufschlagung der jeweiligen Kammer mit Hydraulikflüssigkeit vorhanden, so daß lediglich noch ergänzende Hydraulikleitungen, beispielsweise im Mittenbereich der Abtriebswelle, sowie Verbindungen zwischen den Kammern und einem der weiteren Hydraulikleitung zugeordneten Raum auszubilden sind, um die erfindungsgemäße Funktion zu gewährleisten.

Im folgenden werden Ausführungsbeispiele der Erfindung anhand einer Zeichnung näher erläutert. Es zeigt:

Fig. 1 einen Längsschnitt durch einen Drehmomentwandler mit zwei Pumpenrädern, einer Pumpenkupplung, einer Überbrückungskupplung und Hydraulikleitungen zur Ansteuerung der Kupplungen, dargestellt bei unwirksamer Pumpen- und Überbrückungskupplung;

Fig. 2 wie Fig. 1, jedoch bei wirksamer Pumpenkupplung;

Fig. 3 wie Fig. 1, jedoch bei wirksamer Pumpen- und

Überbrückungskupplung:

Fig. 4 wie Fig. 1, jedoch mit einer über ein mit mehreren Reibbelägen ausgebildete Lamelle am Wandlergehäuse angreifenden Pumpenkupplung;

Fig. 5 wie Fig. 4, aber mit einer zusätzlichen Hydraulikleitung in der Abtriebswelle des Drehmomentwandlers.

In Fig. 1 ist ein an sich bekannter hydrodynamischer Drehmomentwandler dargestellt, bestehend aus einem Wandlergehäuse 1, welches abtriebsseitig als erstes Pumpenrad 2 ausgeführt ist und in ein Rohr 4 mündet, welches in einem nicht dargestellten Getriebe gelagert ist und dort eine Pumpe P eines Versorgungssystems 100 zur Versorgung des Drehmomentwandlers mit Hydraulikflüssigkeit, vorzugsweise Öl, antreibt. Das Wandlergehäuse 1 umschließt ein zweites Pumpenrad 5, das über eine Wälzlagerung 6 auf dem ersten Pumpenrad 2 relativ bewegbar zu diesem angeordnet ist und einen Ansatz 21 aufweist, der sich in Richtung zum Wandlerkreislauf des Drehmomentwandlers erstreckt und dort drehfest in einen axialen Vorsprung 20 eines Kupplungselementes 13 einer Pumpenkupplung 22, die nachfolgend ausführlicher beschrieben wird, eingreift. Das Wandlergehäuse 1 umschließt weiterhin eine Überbrückungskupplung 8, die einen Kolben 9 aufweist. Dieser ist am Außenumfang mit einem radialen Bereich 10 ausgebildet, der parallel zu einem radialen Bereich 12 des Kupplungselementes 13 verläuft. Zwischen dem Kolben 9 und dem Kupplungselement 13 ist eine Lamelle 14 angeordnet, die beidseitig Reibbeläge 15, 16 trägt und über diese in reibendem Kontakt mit den Bereichen 10 und 12 der Wandler Elemente 9 und 13 gebracht werden kann.

Die Lamelle 14 ist nach radial außen über den Kolben 9 hinausgeführt und dort an der Außenschale eines Turbinenrades 11 drehfest, aber axial verschiebbar angebracht. Der Kolben 9 seinerseits ist über eine Lagerbuchse 25 dreh- und axial verschiebbar auf einer Gehäusenabe 28 angeordnet, die als gehäusefestes Bauteil 30 des Wandlergehäuses 1 wirksam ist. Der Lagerbuchse 25 ist ein Axialanschlag 27 für den Kolben 9 zugeordnet.

Der bereits genannte Reibbelag 15 der Überbrückungskupplung 8 ist mit seiner Reibfläche an einem radialen Bereich 17 des Kupplungselementes 13 in Anlage bringbar. Das Kupplungselement 13 weist an seiner vom Reibbelag 15 abgewandten Seite einen Reibbelag 18 auf, über den es mit einem radialen Bereich 19 des Wandlergehäuses 1 in Anlage bringbar ist. Das Kupplungselement 13 ist über eine Lagerbuchse 24 dreh- und axial verschiebbar auf der Gehäusenabe 28 angeordnet, wobei der Lagerbuchse 24 ein Axialanschlag 26 für das Kupplungselement 13 zugeordnet ist.

Das Wandlergehäuse 1 begrenzt zwischen sich und dem Kupplungselement 13 eine erste Kammer 32, während zwischen dem Kupplungselement 13 und dem Kolben 9, die über eine Drehsicherung 23 miteinander drehfest verbunden sind, eine zweite Kammer 33 ausgebildet ist. Die erste Kammer 32 ist über eine Verbindung 34, vorzugsweise in Form von Kanälen, mit in einem Stellkolben 42 ausgebildeten Leitkanälen 44 verbindbar. Der Stellkolben 42 ist, in Achsrichtung des Drehmomentwandlers verschiebbar, in einer axialen Mittenbohrung der Gehäusenabe 28 angeordnet und grenzt einerseits über einen Anschlag 49, der durch einen in die Gehäusenabe 28 eingelassenen Sicherungsring gebildet wird, an einen Raum 37 an, in welchem die Abtriebswelle 38 des Drehmomentwandlers endet. Die Abtriebswelle 38 ist mit ihrem freien Ende über eine Lagerung 36 in der

Gehäusenabe 28 geführt und weist eine mittige Axialbohrung 40 auf, die als erste Hydraulikleitung 41 wirksam und über den Raum 37 sowie über ein in der Gehäusenabe 28 vorgesehene Verbindung 35, die in Form von Kanälen ausgebildet sein kann, mit der Kammer 33 zwischen dem Kolben 9 und dem Kupplungselement 13 in Wirkverbindung bringbar ist.

Der Stellkolben 42 grenzt mit seiner von der Abtriebswelle 38 abgewandten Seite an einen Raum 47 an, in dem ein den letztgenannten in Richtung zum Anschlag 49 belastender Kraftspeicher 48 aufgenommen und der über im Stellkolben 42 ausgebildete Leitkanäle 45 mit einer in der Gehäusenabe 28 ausgebildeten zweiten Hydraulikleitung 50 verbunden ist, die über eine drehschlußsichernde Verzahnung 52 mit einer zwischen dem Rohr 4 und einer Stützwelle 54 vorgesehenen weiteren Hydraulikleitung 53 verbunden ist. Die Stützwelle 54 ist radial zwischen dem Rohr 4 und der Abtriebswelle 38 angeordnet und trägt einen Freilauf 55 für das Leitrad 57. Das letztgenannte ist dabei in Achsrichtung nach beiden Seiten hin durch je ein Lagerelement 59, 60 abgestützt, und zwar einmal gegenüber dem Wandlergehäuse 1 und zum anderen gegenüber der Turbinennabe 61. Ein weiters in Achsrichtung wirksames Lagerelement 62 ist zwischen dem antriebsseitigen Ende der Turbinennabe 61 und der Gehäusenabe 28 angeordnet, wobei diesem Lagerelement 62 eine Abdichtung 63 in Form eines eingelassenen Ringes zugeordnet ist. Durch diese Abdichtung 63 wird ein Übertritt von Hydraulikflüssigkeit aus dem Wandlerkreislauf über das Lagerelement 62 in die Hydraulikleitung 50 verhindert. Dem gleichen Zweck dient eine weitere Dichtung 90, die radial zwischen der Turbinennabe 61 und einer mit dem Außenring des Freilaufs 55 drehfest verbundenen Druckscheibe 91 wirksam ist. Hydraulikflüssigkeit aus dem Wandlerkreislauf kann demnach lediglich über das Lagerelement 60 und den Freilauf 55 in die Hydraulikleitung 53 gelangen. Diese ist ebenso wie die Hydraulikleitungen 41 und 50 über ein Umschaltventil 71 mit einer Pumpe P verbindbar, der ein Vorratsbehälter 65 für Wandlerflüssigkeit zugeordnet ist.

Die Funktionsweise des Drehmomentwandlers ist folgende:

In der dargestellten Stellung des Umschaltventils 71 wird die Hydraulikflüssigkeit mit einem relativ geringen Druck, beispielsweise mit 50% des maximalen Druckes in die Hydraulikleitung 41 geleitet. Nach Austritt am freien Ende der Abtriebswelle 38 liegt im Raum 37 ein Druckkraft an, die geringer ist als die im Raum 47 vorherrschende Gegenkraft, die sich wirkungsmäßig durch den Druck der im letztgenannten Raum befindlichen Hydraulikflüssigkeit und der vom Kraftspeicher 48 ausgeübten Axialkraft ergibt. Die Folge hiervon ist, daß der Stellkolben 42 in seiner in Fig. 1 gezeigten Ruhestellung verbleibt, in welcher die in den Raum 37 geströmte Hydraulikflüssigkeit einerseits über die Leitkanäle 44 des Stellkolbens 42 und die Verbindung 34 in die Kammer 32 und andererseits, auf direktem Weg, über die Verbindung 35 in die Kammer 33 gelangt. Hierdurch baut sich in den Kammern 32 und 33 jeweils ein höherer Druck auf als im Raum A des Wandlerkreislaufes, so daß der Kolben 9 der Überbrückungskupplung 8 unter der Wirkung des Überdruckes in Kammer 33 gegen den Axialanschlag 27 und das Kupplungselement 13 der Pumpenkupplung 22 unter der Wirkung des Überdruckes in Kammer 32 gegen den Axialanschlag 26 geschoben wird. In dieser Stellung ist der Kolben 9 vom Kupplungselement 13 beabstandet, so daß die Wirkung der

Überbrückungskupplung 8 aufgehoben ist, und das Kupplungselement 13 ist vom Wandlergehäuse 1 abgerückt, so daß auch ein Antrieb des zweiten Pumpenrades 5 über den Vorsprung 20 des Kupplungselementes 13 und den Ansatz 21 unterbleibt. Die Folge hiervon ist eine Betriebsweise des Drehmomentwandlers mit weicher Wandlerkennung, welche vorzugsweise bei Stillstand des Fahrzeugs oder zum Anfahren von Vorteil ist.

Ein Umschalten des Drehmomentwandlers auf die steifere Wandlerkennung wird dadurch erzielt, daß der von der Pumpe P über das Umschaltventil 71 vorgegebene Druck auf die Hydraulikflüssigkeit soweit verstärkt wird, daß die sich im Raum 37 aufbauende Druckkraft die Gegenkraft in Raum 47 übersteigt und demnach den Stellkolben 42 aus seiner Anlageposition am Anschlag 49 in Richtung zum Kraftspeicher 48 unter Verformung desselben auslenkt (Fig. 2). Hierdurch werden die Leitkanäle 44 des Stellkolbens 42 von der Verbindung 34 in der Gehäusenabe 28 abgetrennt, so daß die der Verbindung 34 zugeordnete Kammer 32 drucklos wird. Dagegen strömt Hydraulikflüssigkeit mit hohem Druck über die Verbindung 35 in die Kammer 33, in der sich gegenüber der Kammer 32 sowie gegenüber dem Raum A des Wandlerkreislaufs ein Überdruck ausbildet. Die Folge hiervon ist, daß das Kupplungselement 13 in Richtung zum Wandlergehäuse 1 gedrückt wird, und zwar derart, daß der im Bereich 17 des Kupplungselementes 13 angeordnete Reibbelag 18 im Bereich 19 des Wandlergehäuses 1 kraftschlüssig zur Anlage kommt. Hierdurch wird die Drehbewegung des Wandlergehäuses 1 auf das Kupplungselement 13 und, wegen dessen drehgeschlüssiger Verbindung zum zweiten Pumpenrad 5, auf das letztgenannte über den Vorsprung 20 und den Ansatz 21 übertragen. Gleichzeitig wird, aufgrund des Überdruckes in der Kammer 33 gegenüber dem Raum A des Wandlerkreislaufs, der Kolben 9 der Überbrückungskupplung 8 weiterhin an seinem Anschlag 27 gehalten, so daß die Überbrückungskupplung 8 unwirksam bleibt.

Für einen Fahrbetrieb mit höherer Geschwindigkeit ist es aus Gründen des Kraftstoffverbrauches zweckmäßig, die Überbrückungskupplung 8 zu schließen (Fig. 3). Hierzu wird das Umschaltventil 71 in eine andere Stellung geschoben, in welcher die Hydraulikleitung 41 in der Abtriebswelle 38 drucklos wird, während die Hydraulikleitungen 50 und 53 durch die Pumpe P mit Hydraulikflüssigkeit 53 versorgt werden. Diese fließt über die Hydraulikleitung einerseits zwischen dem Lagerelement 60 und dem Freilauf 55 in den Wandlerkreislauf zum Raum A und andererseits über die Verzahnung 52 in die Hydraulikleitung 50. Wegen der geringen Druckkraft im Raum 37 kehrt der Stellkolben 42 in seine Ruhelage, in welcher er sich in Anlage am Anschlag 49 befindet, zurück. Diese Rückbewegung wird einerseits durch den Kraftspeicher 48 ermöglicht, der sich bei drucklosem Raum 37 entspannen kann, andererseits aber auch durch einen Druckanstieg im Raum 47 infolge der über die Hydraulikleitung 50 zugeführten und über die Leitkanäle 45 im Stellkolben 42 in den Raum 48 geleiteten Hydraulikflüssigkeit. Aufgrund dieser Beaufschlagungskonstellation der Hydraulikleitungen wird dafür gesorgt, daß im Raum A ein höherer Druck als in den Kammern 33 und 32 aufgebaut wird, so daß der Kolben 9 unter der Wirkung des Überdruckes im Raum A von seinem Anschlag 27 gelöst und in Richtung zum Kupplungselement 13 verschoben wird. Gleichzeitig liegt an der dem Raum A zugewandten Seite des Kupplungselementes 13 der im Raum A höhere Druck an,

wodurch das Kupplungselement auch weiterhin über den Reibbelag 18 in Anlage am Wandlergehäuse 1 gehalten wird. Die Bewegung des letztgenannten wird nun über den Reibbelag 18 und das Kupplungselement 13 einerseits auf das zweite Pumpenrad 5, andererseits dagegen über die Reibbeläge 15 und 16 auf die Lamelle 14 und, von dieser, über den drehgeschlüssig mit derselben verbundenen Mitnehmer 29 auf das Turbinenrad 11 und von diesem über die Turbinennabe 61 auf die mit dieser über eine Verzahnung 87 in Dreheingriff stehende Abtriebswelle 38 übertragen.

Der in Fig. 4 dargestellte Drehmomentwandler unterscheidet sich von demjenigen gemäß Fig. 1 dadurch, daß der Bereich 17 des Kupplungselementes 13 ohne einen Reibbelag ausgebildet ist. Statt dessen befindet sich axial zwischen dem Bereich 17 des Kupplungselementes 13 und dem Bereich 19 des Wandlergehäuses 1 eine zweite Lamelle 67, die beidseits jeweils einen Reibbelag 68, 69 trägt. Die Lamelle 67 ist drehfest, aber axial verschiebbar am Ansatz 21 des zweiten Pumpenrades 5 aufgenommen, so daß bei einer Axialbewegung des Kupplungselementes 13 in Richtung zur Lamelle 67 der Reibbelag 68 am Bereich 19 des Wandlergehäuses 1 und der Reibbelag 69 am Bereich 17 des Kupplungselementes 13 kraftschlüssig zur Anlage kommt. Anders als bei der Ausführung gemäß Fig. 1 sind nun sowohl das Kupplungselement 13 als auch der Kolben 9 zwar axial bewegbar, aber drehfest direkt auf der Gehäusenabe 28 aufgenommen und sorgen in Verbindung mit jeweils einem Dichtelement 72, 73 für eine Abdichtung der jeweils Kammer 32, 33. Durch die drehfeste Anordnung von Kupplungselement 13 und Kolben 9 auf der Gehäusenabe 28 sind nicht nur diese beiden Wandlerelemente drehfest gegeneinander, sondern es fehlt auch eine Relativdrehung gegenüber dem Wandlergehäuse 1. Zwischen dem letztgenannten und dem Kupplungselement 13 ist mithin eine zweite Drehsicherung 70 ergänzend zur ersten Drehsicherung 23 zwischen dem Kupplungselement 13 und dem Kolben 9 vorgesehen.

Fig. 5 zeigt einen Drehmomentwandler, der mit Ausnahme des Bereichs, in welchem die Abtriebswelle 38 angeordnet ist, demjenigen nach Fig. 4 entspricht. Nachfolgend wird daher nur kurz auf den abweichenden Teil dieses Drehmomentwandlers eingegangen. Bei diesem ist die Abtriebswelle 38 mit einer zweiten Hydraulikleitung 75 versehen, die radial innerhalb der bereits beschriebenen Hydraulikleitung 41 verläuft und dadurch installierbar ist, daß in die Hydraulikleitung 41 ein dünnwandiges zylindrisches Rohr 88 eingesetzt wird, das an seinem Auslaufbereich in einen Raum 77, der sich an der Antriebsseite der Gehäusenabe 28 des Wandlergehäuses 1 befindet, eine Aufweitung 78 erfährt und durch einen nach radial außen laufenden Flansch 79 eine Abstützung am zugeordneten Ende der Abtriebswelle 38 findet. In den Raum 77 mündet die Verbindung 34, während die Verbindung 35 zu einem zweiten Raum 80 führt, der die Abtriebswelle 38 radial umgibt und über radial verlaufende Durchlässe 82 an die Hydraulikleitung 41 angeschlossen ist.

Die Funktion ist derart, daß sowohl die radial innere Hydraulikleitung 75 als auch die radial äußere Hydraulikleitung 41 bei entsprechender Schaltstellung des Umschaltventils 71 mit Hydraulikflüssigkeit versorgbar ist. Beide Hydraulikleitungen werden mit Hydraulikflüssigkeit versorgt, die von der Hydraulikleitung 75 über den Raum 77 und die Verbindung 34 in die Kammer 32, sowie von der Hydraulikleitung 41 über die Durchlässe 82, den Raum 80 und die Verbindung 35 in die Kammer

33 gelangt. Hierdurch bildet sich sowohl in der Kammer 32 als auch in der Kammer 33 ein Überdruck gegenüber dem Raum A des Wandlerkreislaufs aus, wodurch sowohl das Kupplungselement 13 als auch der Kolben 9 jeweils an dem zugeordneten Axialanschlag 26, 27 zur Anlage kommt. Wie bereits ausführlich erläutert, ist in dieser Betriebsstellung des Drehmomentwandlers das zweite Pumpenrad 5 von dem ersten Pumpenrad 2 abgekuppelt und die Überbrückungskupplung 8 außer Betrieb. Zum Ankuppeln des zweiten Pumpenrades an das erste wird entweder der Druck in der radial äußeren Hydraulikleitung 41 verstärkt oder derjenige in der radial inneren Hydraulikleitung 75 aufgehoben, so daß sich in der Kammer 33 ein höheres Druckniveau aufbaut als in der Kammer 32. Die Folge hiervon ist eine kraftschlüssige Verbindung des Kupplungselementes 13 mit dem Wandlergehäuse 1 und damit ein Antrieb des zweiten Pumpenrades 5.

Der Aufbau der Druckdifferenz in den Hydraulikleitungen 41, 75 gelingt beispielsweise dadurch, daß die Hydraulikleitung 41 direkt an die Pumpe P, die Hydraulikleitung 75 dagegen über eine zuschaltbare Drossel 85 an die Pumpe P angeschlossen ist.

Durch Abschalten des Zustroms zu beiden Hydraulikleitungen 41, 75 und durch Versorgung der Hydraulikleitung 53 mit Hydraulikflüssigkeit wird dafür gesorgt, daß der Druck im Raum A des Wandlerkreislaufs höher ist als in den Kammern 32 und 33. Auf diese Weise wird zusätzlich zu der bereits aktivierten Pumpenkupplung 22 auch die Überbrückungskupplung 8 wirksam gemacht. Durch die Lagerung 36, die zwischen der Gehäusenabe 28 und dem Endbereich der Abtriebswelle 38 vorgesehen ist, wird eine Abdichtung des Raumes 80 gegenüber dem Raum A erreicht. Ebenso ist, zur Gewährleistung der Schaltfunktion, die Anordnung einer Dichtung 83 zwischen dem Raum 77 und dem Raum 80 sinnvoll. Diese Abdichtung 83 wird durch ein radial in die Abtriebswelle 38 eingelassenes, die letztgenannte nach radial außen hin überragendes Dichtelement 84 gebildet.

Dem Aufwand des Einfügens einer zusätzlichen Hydraulikleitung 75 in die Abtriebswelle 38 bei dieser Ausführung des Drehmomentwandlers sowie die Ausbildung der radial verlaufenden Durchlässe 82 in derselben steht, im Hinblick auf den Drehmomentwandler gemäß Fig. 1 bis 4, ein Wegfall des bewegbaren Stellkolbens 42 sowie des dessen Ruhestellung vorgebenden Anschlags 49 und des den Stellkolben 42 gegen diesen Anschlag 49 pressenden Kraftspeichers 48 entgegen. Insgesamt gesehen ist demnach bei der Ausführung gemäß Fig. 5 der technische Aufwand und vor allem die Anzahl beweglicher Teile geringer als bei dem Drehmomentwandler nach Fig. 1 bis 4.

Patentansprüche

1. Hydrodynamischer Drehmomentwandler mit einem von einer Brennkraftmaschine angetriebenen ersten Pumpenrad, einem mit demselben über ein Kupplungselement einer Pumpenkupplung in drehfester Antriebsverbindung bringbaren zweiten Pumpenrad, einem mit einer Abtriebswelle gekuppelten Turbinenrad und einem Leitrad, die zusammen einen mit Hydraulikflüssigkeit, vorzugsweise mit Öl gefüllten Wandlerkreislauf bilden, dadurch gekennzeichnet, daß das Kupplungselement (13) mit zwei einander entgegengesetzten Seiten an jeweils eine Kammer (32, 33) angrenzt, von denen

jede über zumindest eine Verbindung (34, 35) an eine zugeordnete Hydraulikleitung (41, 75) angeschlossen ist, die zu einem Versorgungssystem (100) führt, entsprechend ihrem jeweiligen Betriebszustand als auf ein Druckgefälle zwischen den Kammern (32, 33) einflußnehmende Zu- oder Abflußleitung wirksam ist, wobei das Kupplungselement (13) unter der Wirkung dieses Druckgefälles entweder in einer ersten Position, in welcher es mit dem Wandlergehäuse (1) in Drehverbindung steht oder in einer zweiten Position, in welcher diese Drehverbindung gelöst ist, einstellbar ist.

2. Hydrodynamischer Drehmomentwandler nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die dem Wandlerkreislauf zugewandte Kammer (33) einerseits durch das Kupplungselement (13) und andererseits durch einen Kolben (9) einer Überbrückungskupplung (8) begrenzt ist.

3. Hydrodynamischer Drehmomentwandler nach Anspruch 1 und 2, dadurch gekennzeichnet, daß das Kupplungselement (13) drehfest mit dem Kolben (9) der Überbrückungskupplung (8) verbunden ist.

4. Hydrodynamischer Drehmomentwandler nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß bei Verwendung einer Mehrzahl von Hydraulikleitungen (41, 50, 53, 75) dieselben coaxial zueinander angeordnet sind.

5. Hydrodynamischer Drehmomentwandler nach Anspruch 4, dadurch gekennzeichnet, daß zumindest eine Hydraulikleitung (41, 75) die Abtriebswelle (38) axial durchdringt.

6. Hydrodynamischer Drehmomentwandler nach Anspruch 1, 2, 4 oder 5, dadurch gekennzeichnet, daß jede Hydraulikleitung (41, 50, 53, 75) mit ihrem vom Versorgungssystem (100) abgewandten Ende in einen zugeordneten, über die Verbindung (34, 35) an jeweils eine der Kammern (32, 33) beidseits des Kupplungselementes (13) angeschlossenen Raum (37, 47, 77, 80) mündet.

7. Hydrodynamischer Drehmomentwandler nach Anspruch 1, 2, 4, 5 oder 6, dadurch gekennzeichnet, daß durch jede die Abtriebswelle (38) durchdringende Hydraulikleitung (41, 75) bei Druckbeaufschlagung des zugeordneten Raumes (37, 47, 77, 80) ein mit wenigstens einem Leitkanal (44, 45) für Hydraulikflüssigkeit ausgebildeter Stellkolben (42) aus einer Ruhestellung auslenkbar und damit über den Leitkanal (44, 45) eine Flüssigkeitsverbindung zwischen dieser Hydraulikleitung (41, 75) und einer jeweils in entgegengesetzter Richtung zu derselben durchströmbar anderen Hydraulikleitung (50, 53) herstellbar ist.

8. Hydrodynamischer Drehmomentwandler nach Anspruch 7, dadurch gekennzeichnet, daß der Stellkolben (42) gegen die Wirkung eines Kraftspeichers (48) aus seiner Ruhestellung auslenkbar ist.

9. Hydrodynamischer Drehmomentwandler nach Anspruch 8, dadurch gekennzeichnet, daß der Stellkolben (42), solange er seine Ruhestellung einnimmt, durch den Kraftspeicher (48) an einem Anschlag (49) in Anlage gehalten wird.

10. Hydrodynamischer Drehmomentwandler nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß das Kupplungselement (13) durch einen Kolben gebildet wird, der axial bewegbar auf einem mit dem Wandlergehäuse (1) drehfesten Bauteil (30) angeordnet ist.

11. Hydrodynamischer Drehmomentwandler nach

Anspruch 1 und 10, dadurch gekennzeichnet, daß das Kupplungselement (13) an seiner vom Wandlerkreislauf abgewandten Seite zumindest einen Reibbelag (18, 68, 69) zur Verbindung mit dem Wandlergehäuse (1) aufweist.

12. Hydrodynamischer Drehmomentwandler nach Anspruch 11, dadurch gekennzeichnet, daß der Reibbelag (18, 68,) am Wandlergehäuse in Anlage bringbar ist.

13. Hydrodynamischer Drehmomentwandler nach Anspruch 12, dadurch gekennzeichnet, daß die Lagerung des Kupplungselementes (13) über eine auf dem mit dem Wandlergehäuse (1) drehfesten Bauteil (30) angeordnete Lagerbuchse (24) erfolgt, der ein Axialanschlag (26) für das Kupplungselement (13) zugeordnet ist.

14. Hydrodynamischer Drehmomentwandler nach Anspruch 1 und 11, dadurch gekennzeichnet, daß der Reibbelag (69) an einer Seite einer Lamelle (67) angreift, die drehfest mit einem Ansatz (21) am zweiten Pumpenrad (5) verbunden ist und an ihrer Gegenseite einen zweiten Reibbelag (68) aufweist, über den sie am Wandlergehäuse (1) in Anlage bringbar ist.

15. Hydrodynamischer Drehmomentwandler nach Anspruch 14, dadurch gekennzeichnet, daß das Kupplungselement (13) drehfest zum Wandlergehäuse (1) auf dem mit demselben drehfesten Bauteil (30) angeordnet ist.

16. Hydrodynamischer Drehmomentwandler nach Anspruch 1 oder 2, dadurch gekennzeichnet, daß das Kupplungselement (13) an seiner dem Wandlerkreislauf zugewandten Seite mit einem Reibbelag (15) der Überbrückungskupplung (8) in Eingriff bringbar ist.

17. Hydrodynamischer Drehmomentwandler nach Anspruch 1, 2 oder 14, dadurch gekennzeichnet, daß das Kupplungselement (13) einen vorzugsweise axial auf den Wandlerkreislauf (1) zuragenden Vorsprung (20) aufweist, der drehfest mit dem Ansatz (21) am zweiten Pumpenrad (5) verbunden ist.

18. Hydrodynamischer Drehmomentwandler nach Anspruch 17, dadurch gekennzeichnet, daß der Vorsprung (20) die Überbrückungskupplung (8) ringförmig umgreift.

19. Hydrodynamischer Drehmomentwandler nach Anspruch 1 und 10, dadurch gekennzeichnet, daß zwischen dem mit dem Wandlergehäuse (1) drehfesten Bauteil (30) und der Turbinennabe (61) eine zwei Hydraulikleitungen (41, 50, 53, 75) voneinander trennende Dichtung (63) vorgesehen ist.

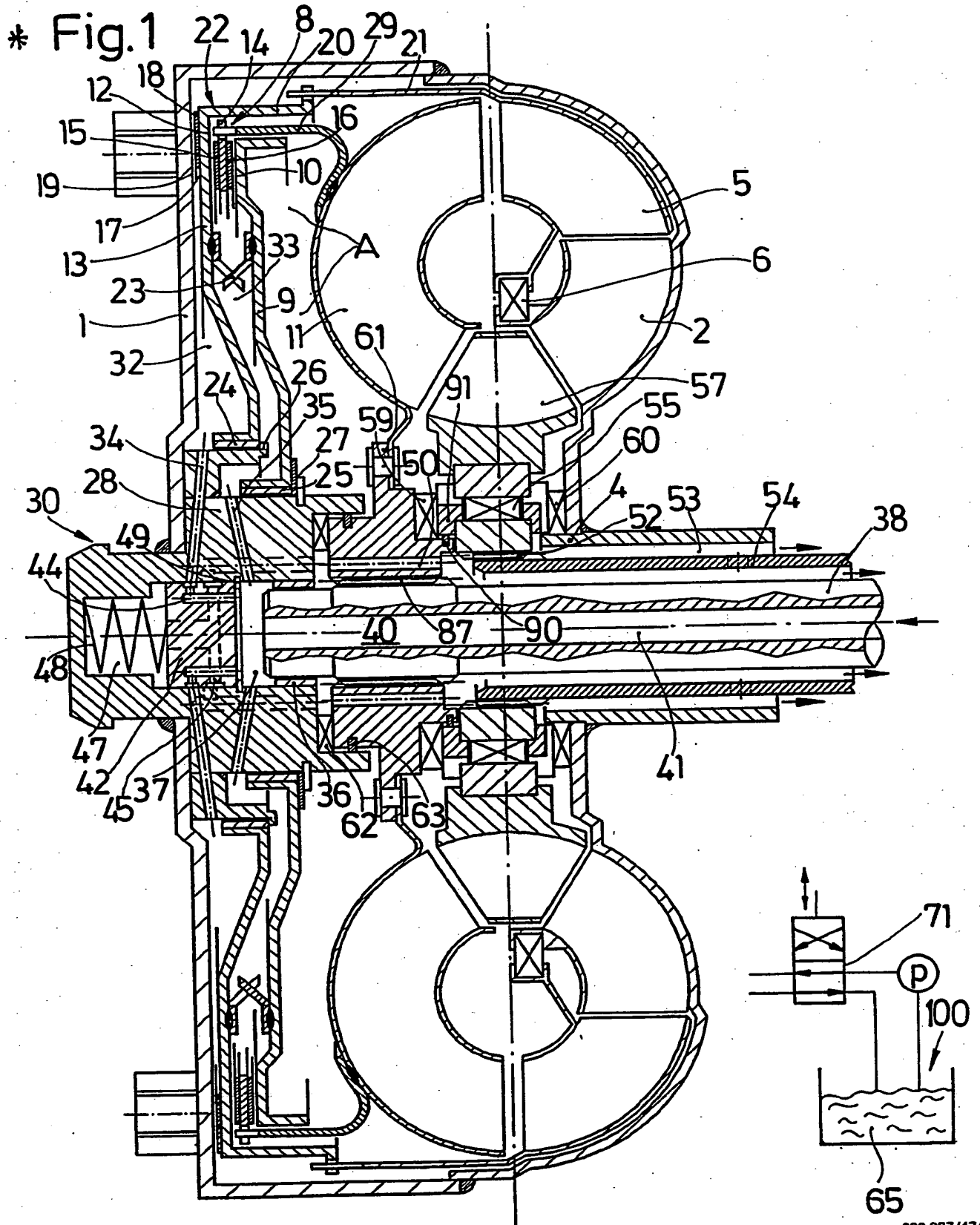
20. Hydrodynamischer Drehmomentwandler nach Anspruch 1, 6 und 10, dadurch gekennzeichnet, daß das mit dem Wandlergehäuse (1) drehfeste Bauteil (30) die Abtriebswelle (38) über eine Lagerung (36) zentriert, wobei die letztgenannte als Abdichtung zwischen dem Raum (37, 77, 80), in welchem die in der Abtriebswelle (38) ausgebildete Hydraulikleitung (41, 75) mündet, gegenüber einer zur Abtriebswelle (38) konzentrischen weiteren Hydraulikleitung (50, 53) vorgesehen ist.

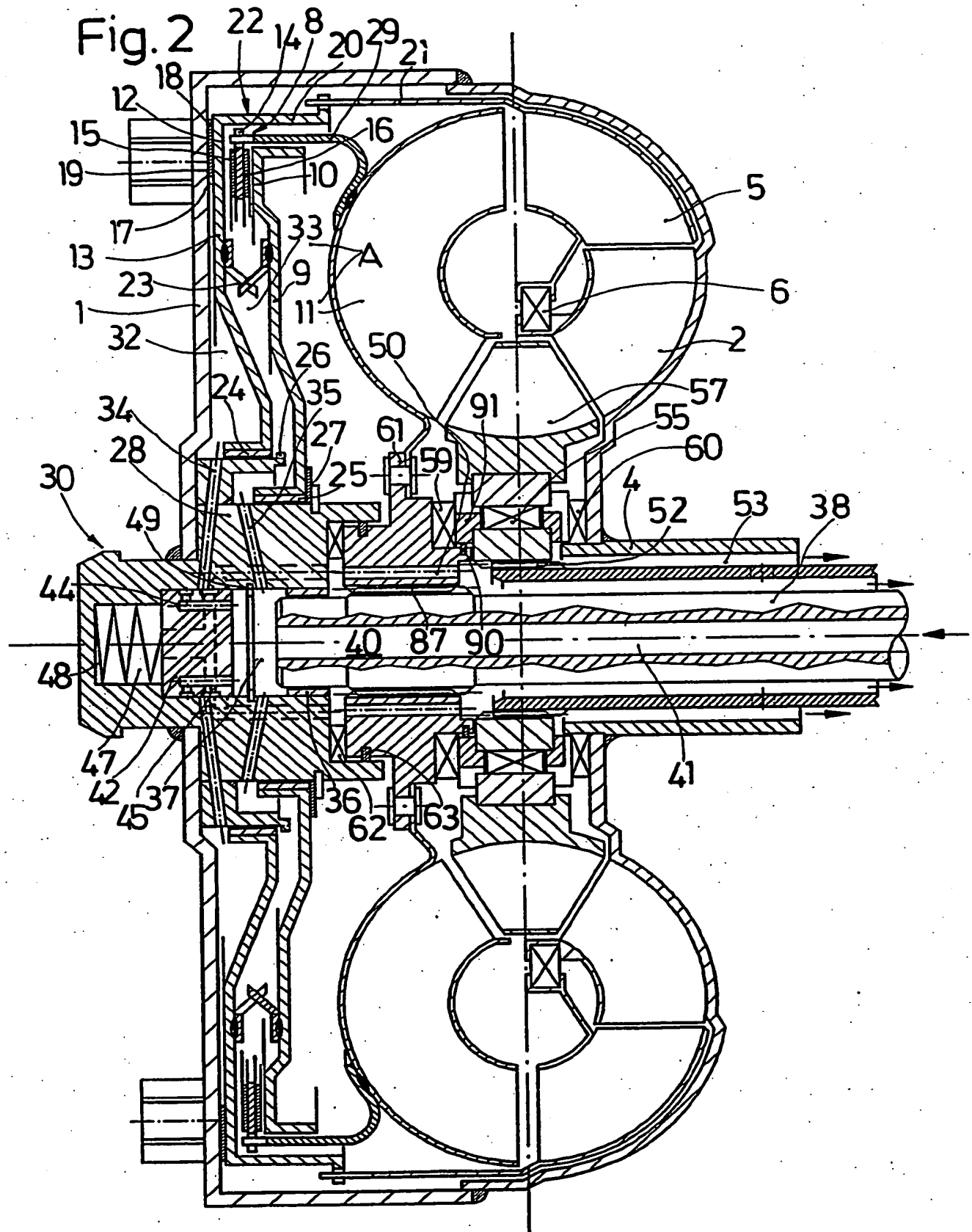
21. Hydrodynamischer Drehmomentwandler nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß das zweite Pumpenrad (5) über eine Wälzlagerung (6) am ersten Pumpenrad (2) aufgenommen ist.

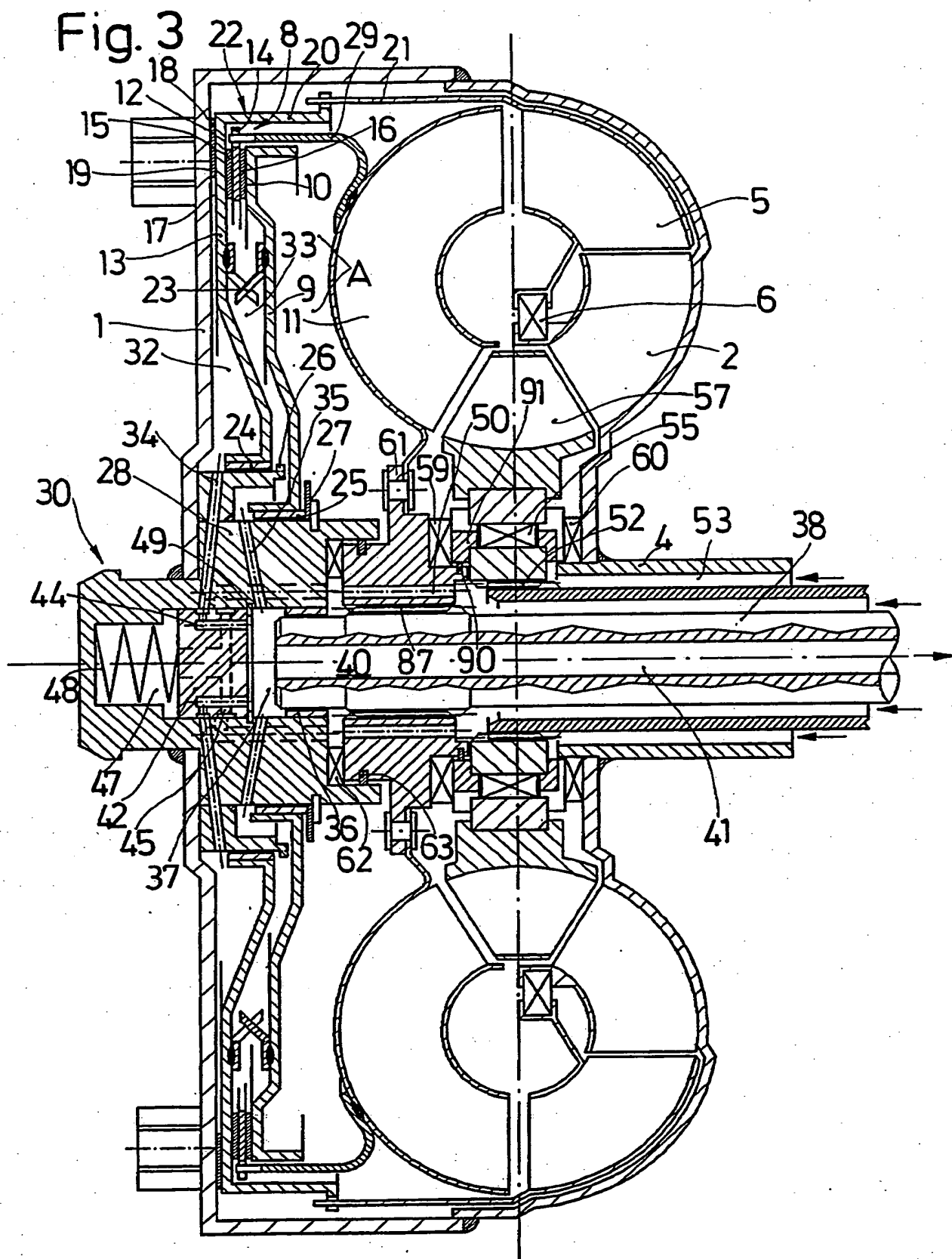
22. Hydrodynamischer Drehmomentwandler nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß das Versorgungssystem (100) für die Hydraulikleitung (50,

53) auch zur Speisung des Wandlerkreislaufes dient.

Hierzu 5 Seite(n) Zeichnungen







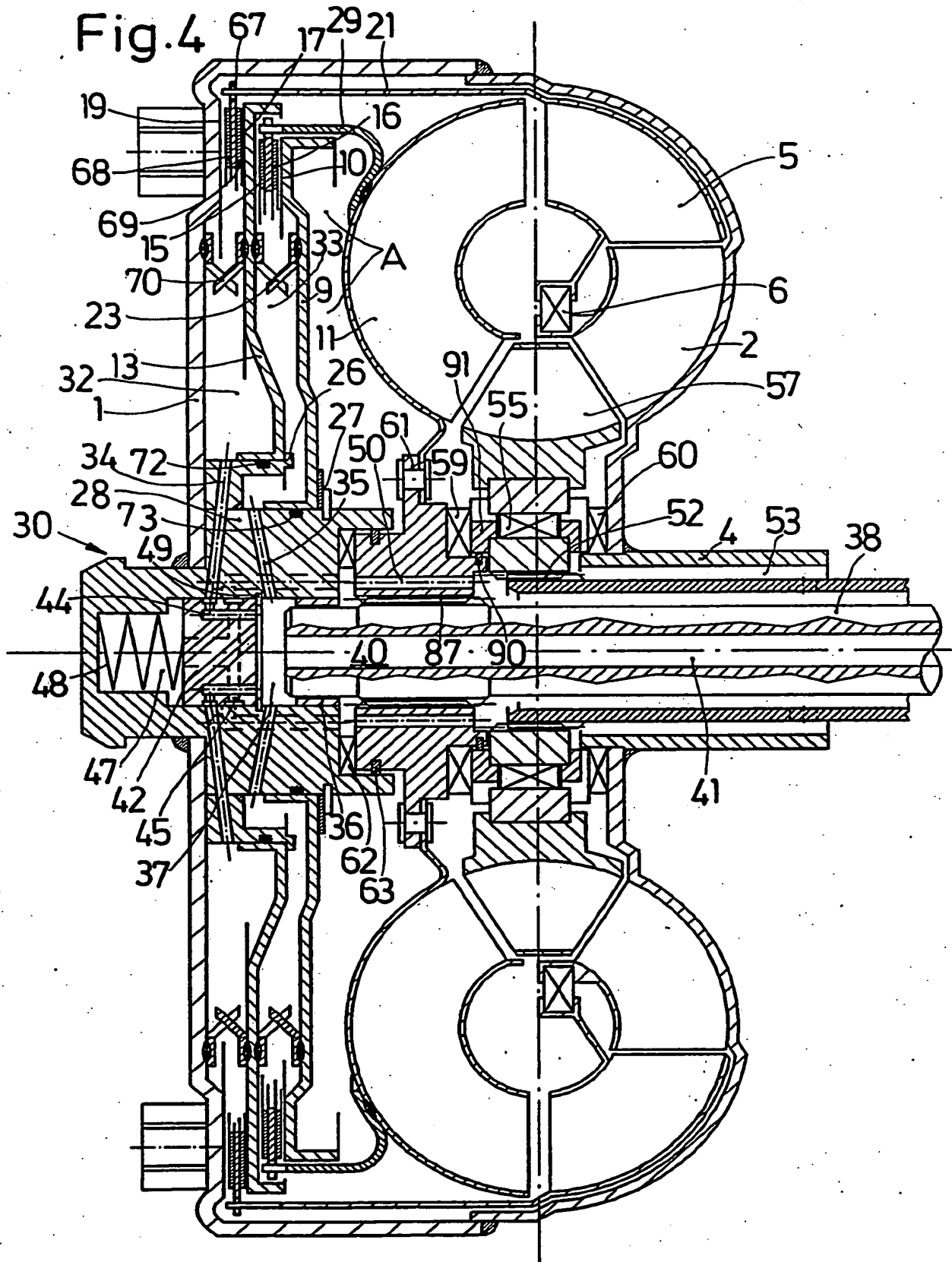


Fig. 5

